

## Title of the Invention

空気圧縮機用熱交換器

HEAT EXCHANGER FOR AIR COMPRESSOR

## Background of the Invention

本発明は、工場の動力空気源等に使用される中小容量空気圧縮機に係り、特にそれら圧縮機が備える熱交換器に関する。

吐出圧力がゲージ圧で約0.7 MPa、出力が100 kW弱から数百 kWクラスの中小容量空気圧縮機としてスクリー形圧縮機や小形のターボ圧縮機があり、工場の動力空気源として使用されている。このような空気圧縮機の例が、特開平8-105386号公報や特開2000-120585号公報に記載されている。これらの公報には、中小容量のターボ圧縮機で発生した圧縮空気を冷却するために、積層形の熱交換器やフィンチューブ形熱交換器を用いている。

そして、特開平8-105386号公報ではガスクーラのシール部が剛性とシール性とを兼ね備えるために、圧縮ガスが流通されるクーラシエル内に、圧縮ガスを冷却するガスクーラを所定の隙間をもって挿入し、ガスクーラの外周部に、隙間をシールしクーラシエル内を高温側と低温側に仕切るシール部を形成している。シール部はガスクーラの外周部から突出しており、クーラシエルの内壁に弾性的に当接している。また、特開2000-120585号公報にはシールの信頼性とメンテナンス性を向上させるために、一端部に凹部を有する一对のレールを備えた圧力容器において、レール上を走行した後で凹部にはまり込むローラを圧力容器に収容されるネストが有することが記載されている。

上記従来の技術に記載の各シール方法では、確かにシール性能が向上するが、複雑な構成を必要とするので、加工が複雑になる。また、ネストをケーシングに収納する際に弾性シールが抵抗になり、組み立ての手間が増す。また、漏れを完全に防止することは困難であった。

[illegible]

上記目的を達成する本発明の特徴は、低温流体が流通する複数の低温室と高温流体が流通する複数の高温室とを仕切り板を介して交互に積層した熱交換器ネストを有し、低温室における低温流体の流通方向と高温室における高温流体の流通方向とをほぼ直交させ、積層方向における両端を低温室としたものである。

そしてこれらの特徴において、低温流体は冷却水であり、高温流体は圧縮空気であることが望ましい。また、これら特徴を有する空気圧縮機用熱交換器をスクルー圧縮機が備えることが望ましい。

さらに望ましくは、ネスト側シールを低温流体の出口近傍に設ける；ネスト側シールを熱交換器ネストの底面から突出して設け、熱交換器ネストの質量によりシール部材に圧縮荷重が負荷されるようにする；シール部材が容器側シールおよびネスト側シールと当接する部分の面積を、このシール部材の断面積より狭くする；シール部材は、エチレンプロピレンゴム、アクリルゴム、シリコーンゴム、フッ素ゴムの少なくとも

いずれかが主成分である；シール部材は、高分子材料をチューブ状に形成し、内部に気体を封止もしくは注入した気体チューブシールである；熱交換器ネストを容器側シールへ圧接するクランプを設けるものである。

#### Brief Description of the Several Views of the Drawing

図 1 ～ 図 4 は、本発明に係る熱交換器を有するスクリー圧縮機の一実施例の正面図、平面図、側面図、およびスクリー圧縮機のケーシングの断面図である。

図 5 は、図 4 に示したケーシングの他の断面図である。

図 6 は、本発明に係る熱交換器の一実施例の平面図であり、図 7 はその側面図である。

図 8 及び図 9 は、本発明に係る熱交換器の他の実施例の断面図であり、図 10 は図 9 に示した熱交換器の正面図である。

図 11 は、本発明に係るシール部材の他の実施例の 3 面図である。

図 12 及び図 13 は、本発明に係るシール部材の変形例の断面図である。

図 14 は、本発明に係る熱交換器内を流れる空気の流れを説明する図である。

図 15 は、本発明に係る水室及びガス室の詳細を説明する図である。

図 16 ～ 図 19 は、予備試験に用いた熱交換器の平面図、側面図、A-A 断面図、及びこの A-A 断面で外側ガス室を封鎖した様子を説明する図である。

図 20 は、予備試験における冷却性能を説明する図である。

#### Detailed Description of the Invention

以下、本発明のいくつかの実施例を図面を用いて説明する。はじめに本発明にかかる予備試験に基づく知見を説明する。本発明にかかる熱交換器では、~~2 種の作動流体が~~仕切板を隔てて直交する流路が形成されており、この直交する流路をそれぞれ異なる 2 種の作動流体が流通している。そして、この直交する流路を作動流体が流れる際に、仕切板を通過して高温側の高温室から低温側の低温室へ熱が伝熱される。これにより、高温側の流体が冷却される。高温室と低温室は対を成しており、この対が複

数層に積層されて、ネストと呼ばれる熱交換器を形成している。このような熱交換器の例が、日本機械学会刊 伝熱工学資料（改訂第4版） 頁261に記載されている。この刊行物によれば、この種の熱交換器はコンパクト熱交換器に分類される。コンパクト熱交換器において低温室流体に冷却水を用い、高温室流体に圧縮空気を用いる時には、高温室側の熱伝達率が小さいので、コルゲート状フィンを用いたり、コルゲートフィンにルーバと呼ばれるスリットを設けたりして伝熱面積の増加や熱伝達率の向上を図っている。この小型コンパクト化できる利点を利用して、圧縮機にコンパクト熱交換器を用いることは容易に考えられる。しかしながら、上述したよう空気圧縮機用の熱交換器では熱伝達率の差が大きいので、単にコンパクト熱交換器を空気圧縮機に用いたのでは十分な性能が確保できない。そこでコンパクト熱交換器の特性と経済性を考慮して、本発明においては、以下に詳述するように高温室を低温室よりも多くしたネストを用いている。

ところで、ネストにおける高温室数を低温室数よりも多くするため、高温室5列で低温室4列のネストを製作し、冷却性能を測定したところ所望の冷却性能（熱通過率）が得られなかった。そこで、両端の高温室（以下、高温室をガス室と呼ぶ）の流体の温度分布、および中間にあり両側を低温室（以下、低温室を水室と呼ぶ）で挟まれたガス室のガス出口温度を実測した。その結果を、図16から図20を用いて説明する。図16及び図17は、それぞれ空気圧縮機用冷却器として計画したコルゲートフィン形熱交換器ネストの平面図および側面図である。

両側にガス室51を配置し、ガス室51の合計を5列、水室52を4列とした。水より熱伝導率の小さい空気側の伝熱面積を増加して、水側と空気側の熱通過量をバランスさせている。ガスの流れ方向58は図で上方から下方へであり、冷却水59は前側管板53の下方から入り、後側水室ケース54で向きを変えて前側管板53の上方から出ている。すなわち、2種の作動流体が、仕切板55を隔てて直交している。熱は仕切板55を通過して高温室側から低温室側へ伝熱される。高温流体が上方から下方に向かって流れ、冷却水はその流れに直交するように前側管板53の下方から入っ

た後、後側水室ケース 5 4 で向きを変え、前側管板の上方から流出する。ガス室には  
コルゲート状のフィンが設けられており、フィンにより伝熱面積を増加させている。  
フィンにより伝熱面積を増加させて、水に比較して熱伝導率の低い分をカバーさせて  
いる。

図示していないが、本実施例に用いたネストをケーシングに収容・装着すれば、空  
気圧縮機用の熱交換器が形成される。その際、ネストとケーシング間に生じる隙間を  
シール板  $\frac{56}{4-6}$ 、 $\frac{57}{4-7}$  を用いてネスト入口側の周辺部でシールしている。この熱交換器  
を用いて、圧縮高温空気の冷却性能試験を行った。図 1 8 は、図 1 6、1 7 の A-A  
矢視断面図であり、ネスト長さの  $\frac{1}{4}$  の長さの位置における断面図である。この図  
 $\frac{18}{1}$  には、ガス温度の測定位置も併せ示している。上方から流入した高温空気は、ガ  
ス室 5 1 で冷却されながら下方へ流れる。ネストとケーシング壁 6 5 との間の隙間を  
シール板 5 6 でシールする。この隙間から、わずかな空気が漏れて、高温のままネス  
ト出口側へ流れることが判明した。両端のガス室及び中間のガス室の出口に温度セン  
サ 6 1 を設けガス温度を計測した。温度センサ 6 0 は入口温度を測定するために設け  
た。また、図 1 9 に、図 1 6、1 7 に示したネスト両端のガス室の入口を閉止板 6 2  
で塞いだときの断面を示す。この図 1 9 は、図 1 6、1 7 の A-A 矢視断面図である。  
中央寄り 3 列にガス室の出口温度を測定する温度センサを配置した。

これら 2 つの場合の、温度測定結果を図 2 0 に示す。図 2 0 中の記号は、初めの数  
字が試験順番であり、次の数字が測定したガス室の位置を、最後の文字が断面位置を  
それぞれ示している。例えば 1-3 A の場合、最初の 1 はガス列 5 列で水室 4 列の試  
験 N o であり、3 はガス室の 3 列目を意味し、A は A-A 断面位置を意味する。最初  
の数値が 2 の場合は、両端のガス室を封鎖した試験の結果である。この図から明らか  
なように、両端のガス室の出口温度は中央側のガス室出口温度に比較して大幅に高い。  
そして、両端のガス室を封鎖しても、中央よりのガス室の出口温度は殆ど変化がない。  
当然ながら、両方の試験では入口熱量を同じに合わせている。これより、伝熱面積が  
 $\frac{3}{5}$  になっても両端のガス室が無い場合の冷却性能が良いという結果が得られた。

つまり、外側のガス室では、ケーシングとネスト間の隙間が大きくなったことに相当する。本実施例の熱交換器はネストをケーシングに収容する熱交換器であるので、ケーシングは高温流体によって暖められている。そして、高温流体の漏れが存在するので、ネスト両端のガス室流体に外側から熱が入力される結果、冷却性能が低下したものと推測される。

上記知見に基づく本発明のいくつかの実施例を、図 1 ないし図 15 を用いて説明する。図 1～図 3 は本発明に係る熱交換器を備えた 2 段スクリュウ圧縮機の正面図、上面図及び側面図であり、パッケージを構成するカバーを取り除いて示した図である。図 4 及び図 5 は、熱交換器が収容されるケーシング部分の構造を示す断面図である。

本実施例におけるスクリュウ圧縮機は、低压段（第 1 段）圧縮機と高压段（2 段）圧縮機を備える 2 段圧縮機である。取扱い流体は空気であり、吐出し圧力はゲージ圧で約 0.7～1.0 MPa 程度である。この圧縮機は、例えば一般産業用の工場空気源に用いられる。圧縮機の構成を以下に詳述する。低压段圧縮機 2 及び高压段圧縮機 3 は、増速機ケーシング 5 に取付けられ、各段の圧縮機が備えるロータは電動機 4 によって回転される。1 段吸込み、1 段吐出、2 段吸込みおよび 2 段吐出の各空気通路は、増速機ケーシング 5 の内部を仕切壁で区切ることで形成される。各段の圧縮機で昇圧された高温空気は、それぞれの通路を通して、後述するインタークーラおよびアフタークーラで冷却される。これらのクーラには冷却水が冷却水配管 21 を経由して供給される。冷却水は、初めに水室カバー 20 に導かれ、ついでネストに導かれた後、出口配管 22 から排出される。スクリュウ圧縮機は、オイルポンプ 15、オイルクーラ 16、吸込みフィルタ 11、容量調節弁 10、等の付属機器を有している。

図 4 に、インタークーラの入口部とクーラの収容・装着状況を示す。この図 4 では圧縮段を省略している。1 段圧縮機で昇圧された高温空気は、ケーシング内通路 36 を通ってインタークーラ室 33 に入る。図 5 に、インタークーラの出口部とアフタークーラの入口部を示す。この図 5 でも圧縮段を省略している。インタークーラで冷却された空気は、通路 37 を通って 2 段圧縮機に吸込まれる。2 段圧縮機で昇圧された

高温空気は、ケーシング内通路 3 8 を通ってアフタークーラ室 3 4 に流入する。本実施例では、ケーシングとクーラネストとに形成される隙間を、上部入口付近でシールしている。

図 6 及び図 7 に、ネストの構造を示す。図 6 はネストの平面図であり、ガスの流入方向から見た図である。図 7 は、図 6 の側面図である。本実施例では、高温流体が上方から下方に向かって流れ、冷却水はその流れに直交するように下方から入り、上方から流れ出る。本実施例のネストはガス室 4 1 を 4 列、水室 4 2 を 5 列を有している。そして両端側に水室 4 2 が配置されている。一方、ガス室 4 1 は両側に水室を有している。図 7 において、ガス 4 8 は上方から下方へ流れ、冷却水 4 9 は前側管板 4 3 の下方から入り、後側水室ケース 4 4 で向きを変えた後、前側管板の上方から流れ出る。2 種の作動流体が、仕切板 4 5 を隔てて直交して流れている。仕切板を通して高温室側から低温室側へ熱が伝熱される。ガス室にはコルゲート状のフィンが形成されている。ネストとケーシング間の隙間を、シール板 4 6、4 7 を用いてネスト入口側の周辺部でシールしている。なお、ネスト出口の周辺部もシールするようにしてもよい。

図 8 に、図 6 および図 7 に示したクーラネストの B-B 断面を示す。水室 4 2 を両端に配置し、ガス室 4 1 を全て水室で挟んでいる。本実施例のクーラネストを用いると、高温流体は水室に挟まれたガス室を通過するので、十分に冷却される。また、ケーシングとネストとの間をシール板 4 6 でシールしても完全なシールは困難であるが、僅かに漏れた高温流体が内部のガス室を流れる流体を加温することではなく、逆に漏れた高温流体が外側の冷却水によって冷却されるので、漏れたガスまで高効率に冷却できる。

本発明の他の実施例を、図 9 から図 1 5 を用いて説明する。本実施例では、インタークーラやアフタークーラが単体で構成されている場合を取り上げているが、勿論複数の熱交換器が上記実施例のように一体化されていても良い。アフタークーラやインタークーラを構成する容器 3 0 の中に、コルゲートフィン型の熱交換器ネスト 3 1 が収容されている。熱交換器ネスト 3 1 の左右両側面の底部には、断面コの字状の固定

部材 88 が設けられている。この固定部材 88 に対応する容器 30 の左右両内壁面に突起 72 が形成されている。

突起 72 の上面にシール部材 71 を載せ、このシール部材 71 を固定部材 88 が形成する溝 87 に保持することにより、容器 30 内部の空間を高温空気 48 が流通する空間と、熱交換器ネスト 31 において熱交換して冷却された低温空気 50 が流通する空間とに仕切る。その際、熱交換器ネスト 31 とシール部材 71 は、固定部材 88 の内壁面 75 とシール部材 71 の外表面 74 とを密着させることにより気密に保たれる。シール部材 71 は、ゴムなどの十分に弾性変形可能な材料である。なお、シール部材 71 の形状は、突起 72 との密着性及び固定部材 88 との密着性を考慮して、固定部材 88 側に切り欠き部を形成し、突起側 72 をテーパー状にしている。

このように構成した本実施例では、シール部材 71 を低温空気 50 側に配置したので、ゴム等で作られたシール部材 71 の熱劣化を低減できる。シール部材 71 を熱交換器ネスト 31 の下側に配置したので、熱交換器ネスト 31 の重量によりシール部材 71 が圧縮変形し、シール面に確実に面圧を付与することができる。

シール部材 71 をゴムなどの弾性変形可能な材料としたので、容器 30 の突起 72 が鋳肌面のように凹凸が大の面でも、すきまを生じることが無く、確実にシールできる。また、固定部材 88 の内壁面 75 とシール部材 71 の外表面 26 を密着させたので、熱交換器ネスト 31 を固定した際に生じる恐れのある隙間の発生を防止できる。

ここで、シール部材 71 の厚さ  $h$  (図 9 参照) は、熱交換器ネスト 31 の最下面となる固定部材 88 と管板 89 の底面 8 よりシール部材 71 が突起 72 に当接する面 73 が下方になるように設定する。これにより、熱交換器ネスト 31 を容器 30 内に取付ける際に、シール部材 71 を熱交換器ネスト 31 の自重で圧縮変形させることが可能になる。なお、シール部材 71 の突起 72 への当接面 73 と、固定部材 88 との当接面である外表面 74 とを、シール部材 71 の断面積よりも小面積としたので、シール部材 71 の接触面における剛性を小さくできる。これにより、シール部材 71 の外表面 74 を固定部材 88 の内壁面 75 に容易に接触させることができる。



ところで、スクリー圧縮機に用いられるインタークーラやアフタークーラ等の熱交換器の入口空気温度は、約200℃、圧力約0.1MPaにも達する。このような高温下で使用されるシール材料としては、耐熱性の高いエチレンプロピレングム、アクリルゴム、シリコンゴムまたはフッ素ゴムなどを用いるのが望ましい。

図9に示した実施例の変形例を、図11に示す。この図11は、正面図、上面図、及び側部断面図をあわせ示した3面図である。気体チューブシール76は、耐熱性と伸縮性に富む高分子材料をチューブ状に形成し、内部に空気などの気体を封止もしくは注入して形成される。チューブ型のシールを用いることにより、弾性変形量を増大させることができる。特に、気体封入口77と、容器30外部から気体封入口77に気体を封入する配管を設ければ、容器30に熱交換器ネスト31を固定したあとに、気体チューブシール76に気体を封入し加圧するだけで、信頼性の高いシールが得られる。また、熱交換器ネスト31を容器30から取り出すときは、チューブ76内の気体を抜くだけで、簡単に熱交換器ネスト31を容器30から取り出すことができる。チューブの材料としては、耐熱性・伸縮性の高いポリアセタールやフッ素樹脂などが好ましい。

本発明のさらに他の変形例を、図12に示す。同図12Aでは、突起72の上に載置したシール部材71aに、熱交換器ネスト31の底部に設けた止め金78を介してシール部材の重量を負荷する。そして、止め金78と突起72とを外れ止め79を用いてクランプしている。他のクランプ方法としては、同図12Bに示すように、熱交換器ネスト31の側部最下方に設けた熱交換器固定板80と突起72間にシール部材71aを挟み、突起72及びシール部材71aを貫通するボルト33を熱交換器固定板80にネジ止めする方法がある。これらいずれの方法によっても、シール部材を弾性変形させて、確実にシールできる。なお、シール部材を熱交換器ネストに接着剤で固定すれば、熱交換器ネストとシール部材間の気体の漏れをより確実に防止できる。

本発明のさらに他の変形例を、図13に示す。熱交換器ネスト31の底面に薄板92をこの熱交換器ネスト31の左右方向に延在して取り付け、この延在部に断面コの

字状の溝板 91 をボルト 90 を用いて取付ける。そして、シール部材 71 を溝板 91 の溝 87 に保持している。本変形例によれば、熱交換器を作用させているうちに、固定ボルト 90 がたとえゆるんで落下しても、受け面 93 をシール部材 71 に形成したので、落下したボルト 90 の気体流路への流動を防止できる。

図 14 及び図 15 に、上記各実施例及び変形例で示したシール部材 71、71a を用いた熱交換器を部分断面斜視図で示す。なお、図 15 は表示の都合上、底面を左側に、右側面を下方に示している。圧縮機等から吐出された高温の空気 48 は、吸込み口 28 から吸込まれ、熱交換器ネスト 31 内で冷却水と熱交換して低温空気 50 となり、吐出口 29 から外部へ吐出される。冷却水の出入り口側には水室 63 が設けられている。熱交換器ネスト 31 は、上記実施例で詳述したように、水室（列）とガス室（列）を有し、それらはコルゲートフィン 26、27 を有している。図 15 において、各室間にはチューブプレート 27 があり、管板側にはアウターバー 29 が設けられている。

以上述べた各実施例及び変形例によれば、熱交換器の容器に熱交換器ネストを容易に着脱できるとともに、シールを確実にできる、信頼性及び効率の高い熱交換器が得られる。また、清掃点検時にはカバーを取り外すだけでよく、メンテナンス性が向上する。さらに、熱交換器出口の作動流体の温度を下げれば、圧縮機動力を低減でき省エネに貢献できる。

以上詳述したように、本発明によればコンパクト形熱交換器において、低温室を高温室よりも 1 室（1 列）多くして両端に低温室を配置したので、冷却性能の良いコンパクトな熱交換器を得ることができる。さらに、熱交換器内部のシール性能を向上できる。